

УДК 621.224

**К.А. МИРОНОВ**, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»

### **ОСОБЕННОСТИ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В НИЗКОНАПОРНЫХ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИНАХ**

В статье приведен анализ работ, посвященных решению прямой и обратной задач теории рабочего процесса, показано, что для совершенствования проточной части необходимо знание о закономерностях формирования энергетических характеристик в зависимости от изменения геометрических и режимных параметров. Приведены результаты расчета трехмерного вязкого потока в проточной части низконапорной радиально-осевой гидротурбины, определены распределение скоростей и давлений в различных элементах гидротурбины, при различных открытиях направляющего аппарата.

**Ключевые слова:** радиально-осевая гидротурбина, проточная часть, спиральная камера, направляющий аппарат, рабочее колесо.

**Введение.** Для выработки электроэнергии в радиально-осевой (РО) гидротурбине (ГТ) используется как энергия давления, так и кинетическая энергия воды. Вода, поступающая из водохранилища, течет через турбинный водовод, спиральную камеру (СК), статорное кольцо, направляющий аппарат (НА), рабочее колесо (РК) и отсасывающую трубу. Поток, который проходит через несколько рядов неподвижных и вращающихся лопастей и диффузор, становится настолько сложным, что его теоретический анализ оказывается невозможным. РО ГТ проектируются с учетом конкретных глобальных и локальных задач на основе имеющихся теорий. Однако, чаще всего, ГТ работает в условиях, отличающихся от тех, которые предусмотрены проектом.

Для того чтобы создать экономически выгодный проект, необходимо исследовать характеристики потока в различных частях ГТ, что поможет в прогнозировании работы отдельных деталей ГТ еще до ее изготовления.

Работа ГТ в целом зависит от работы отдельных ее элементов. Изменение открытия НА приводит к изменению направления нагрузки и потока, что, в свою очередь, приводит к изменению характеристик потока в различных элементах ГТ. Подобным образом, изменение скорости вращения РК оказывает влияния на характеристики потока, особенно в РК. Прочность РК является одной из важных характеристик при проектировании РК, поскольку она также влияет на характеристики потока и работу ГТ в целом.

**Анализ литературных источников.** ГЭС включает в себя множество узлов, но ГТ одна из самых важных, потому что от нее зависит как стоимость ГЭС, так и ее работа в целом. В случае высоконапорных ГЭС стоимость ГТ ниже по сравнению со строительными работами, что объясняется сложностью проведения строительных работ в холмистой местности. Но для средне- и низконапорных ГЭС стоимость ГТ колеблется от 15 до 35% [1] от стоимости всего проекта. Следовательно, для создания экономически выгодного проекта очень важно исследовать характеристики потока, связанные с потерей энергии и ее передачи в различных узлах ГТ еще до того, как эти узлы будут изготовлены.

Традиционная практика прогнозирования эффективности ГТ опирается либо на теоретический подход, либо на экспериментальное тестирование уменьшенной модели. Теоретический подход позволяет определить значение эффективности, но при нем

трудно установить причину неполадок и неисправностей. И наоборот, тестирование модели оказывается дорогостоящим и занимает много времени.

До сих пор теоретический анализ потока в отдельных элементах ГТ применялся для оценки потерь и исследования потока. Современные пакеты прикладных программ CFD становятся экономически выгодным инструментом, применяемым для получения подробной информации о свойствах потока в ГТ, с учетом взаимодействия различных ее элементов. CFD широко применяется проектировщиками и исследователями для оптимизации проекта, а также для прогнозирования работы РО ГТ в целом. Трехмерное моделирование вязкого потока дает возможность определить давления и распределение скоростей в проточной части (ПЧ) ГТ.

CFD является инструментом численного решения сложных неполных дифференциальных уравнений, известных как определяющие уравнения движения жидкости, используемые для подробного описания движения потока в рассматриваемом поле течения [2, 3]. Физические законы, управляющие потоками жидкости, могут быть описаны посредством точного математического описания, составляющего основу любого анализа. Известные численные методы, применяемые для дискретизаций в CFD – это метод конечной разности (FDM), метод конечного объема (FVM), и метод конечного элемента (FEM).

Самая важная причина увеличения применения CFD для решения большинства проблем движения жидкости заключается в том, что этот метод гораздо дешевле, чем экспериментальное тестирование модели ГТ. Вкратце, CFD имеет следующие преимущества:

- 1) Расходы и время, затрачиваемое на создание проекта и его развитие значительно меньше.
- 2) CFD позволяет моделировать условия движения жидкости, которые трудно воспроизвести при экспериментальном тестировании модели.
- 3) CFD позволяет получить более подробную и полную информацию о потоке.
- 4) Не требует увеличения масштаба.

Энергия на выходе из турбины всегда меньше, чем на входе. Это связано с потерями энергии в ПЧ ГТ. Общая производительность ГТ характеризуется ее КПД. В СК попадает закрученный поток, поэтому присутствуют потери трения и вихревые потери. Поток в статоре и НА проходит через каналы между лопатками, поэтому определяющими являются потери трения [4÷7].

Поток после НА поступает на вращающееся РК, где имеют место потери на трение, дисковое трение и ударные потери. Течение в отсасывающей трубе характеризуется расширением потока, где имеют место потери на трение и вихревые потери. Характер и масштаб потерь в отдельных элементах конструкции зависит от структуры потока. Следовательно, оценка потерь в отдельных элементах и во всей ПЧ ГТ необходима для повышения КПД турбины. Потери могут быть вычислены либо теоретическим путем, либо с помощью экспериментальных исследований модели. Чем точнее исследованы потери в ГТ, тем более эффективно будет работать ГТ.

Потери в гидравлической реактивной турбине классифицируются следующим образом:

*Гидравлические потери.* Эти потери включают потери на трение, ударные, вихревые и выходные потери, которые возникают во время движения потока жидкости в ПЧ. Величина гидравлических потерь зависит от формы, размера и условий эксплуатации ГТ, а также от вязких свойств воды, шероховатости поверхностей,

кривизны потока и изменения поперечного сечения потока. Потери на трение возникают из-за трения между слоями воды, а также между жидкостью и твердыми поверхностями и имеют место во всех элементах конструкции ГТ. Из экспериментальных исследований известно, что градиенты давления, созданные во вращающихся каналах, отличаются от стационарных, но градиенты не являются значимыми в турбомашинах. Таким образом, потери на трение в РК могут быть вычислены с помощью формул потерь на трение для трубы, игнорируя разницу потерь на трение между неподвижной и подвижной решеткой. Многие исследователи используют данную формулу для аппроксимации потерь на трение в РК ГТ [4, 5, 8, 9].

Вихревые потери в ГТ вызваны отрывом пограничного слоя от обтекаемых поверхностей и образованием вихрей при движении воды в СК, НА, РК и отсасывающей трубе. Наибольшее вихреобразование в потоке имеет место на входе и выходе из РК и в отсасывающей трубе, особенно на нерасчетных режимах. Соотношение между вихревыми потерями в РК и отсасывающей трубе существенно зависит от быстроходности ГТ и режима работы.

Выходные потери – величина кинетической энергии потока в выходном сечении отсасывающей трубы. Гидравлические потери в элементах ПЧ могут быть уменьшены путем изменения профилей лопасти и геометрии ПЧ с использованием модельных испытаний и численного моделирования. Современные ГТ имеют высокий гидравлический КПД  $\approx 93\div 94\%$ .

Гидравлические потери в ГТ, также состоят из пересчитываемых потерь по длине и вихревых потерь, которые не изменяются при пересчете от модели к натурной ГТ и зависят от режима работы. Формулы и последовательность пересчета были указаны в ИЕС 60193 для определения КПД прототипа [6].

*Объемные потери.* РК это вращающийся элемент, поэтому необходим зазор между неподвижной и вращающейся частями РК. Давление на входе РК намного выше, чем на выходе, следовательно, возникают некоторые утечки воды через зазор, в обход лопастей РК. Долю воды, проходящей через зазоры, называют объемными потерями и выражают в процентах от общего объемного расхода через ГТ. Эта величина называется объемным КПД. Объемный КПД турбины изменяется в пределах от 1 до 3% при использовании различных типов уплотнений в зазорах.

*Дисковые потери.* Дисковые потери РО ГТ – энергия, расходуемая на преодоление моментов трения жидкости о наружные поверхности ободьев и уплотнения РК, а также на вращение воды в пазухах между ободом и фундаментным кольцом, ступицей РК и крышкой ГТ [5, 8, 10, 11]. Факторы, влияющие на дисковые потери: размеры пазух, уплотнений РК, чистота обработки ободьев и уплотнительных колец, угловая скорость вращения РК.

*Механические потери.* Механические потери ГТ – мощность, расходуемая на преодоление моментов трения в уплотнении вала и направляющем подшипнике ГТ. Эти потери выражаются через механический КПД турбины.

Механические потери натурной ГТ при условии правильной сборки и балансировки ротора могут составлять от 0,3 до 1,5% в зависимости от типа компоновки агрегата, мощности ГТ, режима ее работы и т.д. [6]. Следует отметить, что конструкции опор модельной и натурной ГТ существенно отличаются. При одинаковых режимах работы относительные механические потери энергии модели больше, чем натурной ГТ. Поэтому пересчет механических потерь на натурную ГТ практически невозможен.

*Расчет потерь.* При численном моделировании, с помощью современных пакетов прикладных программ, не представляется возможным вычислить объемные, дисковые и механические потери. Гидравлические потери в СК, статоре, НА, РК и отсасывающей трубе при численном моделировании вязкого потока вычисляются как разность полной энергии на входе и выходе из каждого элемента ПЧ. Суммарная энергия является суммой энергии давления и кинетической энергии.

В РК, во вращающейся системе отсчета, общей потерей энергии является разница между общей энергией на входе и выходе из РК.

*k-ε модель турбулентности.* Численное моделирование пространственного потока в ПЧ ГТ было проведено для определения изменения энергетических характеристик, поэтому была выбрана *k-ε* модель турбулентности.

При использовании этой модели система уравнений движения жидкости дополняется двумя дифференциальными уравнениями, описывающими перенос соответственно кинетической энергии турбулентности *k* и скорости диссипации *ε* [12, 13]. *k* – кинетическая энергия турбулентности, определяется как дисперсия колебаний скорости *ε* является скоростью диссипации. Запишем два уравнения для *k* и *ε*:

$$\frac{\partial pk}{\partial t} + \nabla(pUk) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - p\varepsilon, \quad (1)$$

$$\frac{\partial p\varepsilon}{\partial t} + \nabla(pU\varepsilon) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k(C_{S1}P)_k} - C_{S2}p\varepsilon, \quad (2)$$

где  $\mu_t = C_\mu p \frac{k^2}{\varepsilon}$ ,  $C_\mu = 0,09$ ,  $C_{S1} = 1,44$ ,  $C_{S2} = 1,92$ ,  $\sigma_k = 1,0$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1,3$ ,  $P_k$  – учитывает возникновение турбулентности за счет сил вязкого трения и определяется:

$$P_k = \mu_t \nabla U (\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3} \nabla U (3\mu_t \nabla U + pk) + P_{kb}.$$

Расчеты показывают, что вблизи твердых стенок происходит весьма резкое изменение параметров *k* и *ε*. Для надлежащего разрешения этих изменений приходится использовать весьма густую расчетную сетку. Вместо этого часто используют подход, при котором у стенки выделяется небольшая область, в которой не выполняется численное решение уравнений (1) и (2), а вместо этого искомые параметры рассчитываются по алгебраическим формулам, описывающим типовые пристеночные слои.

Сборка рассматриваемой геометрической модели ГТ показана на рис. 1.

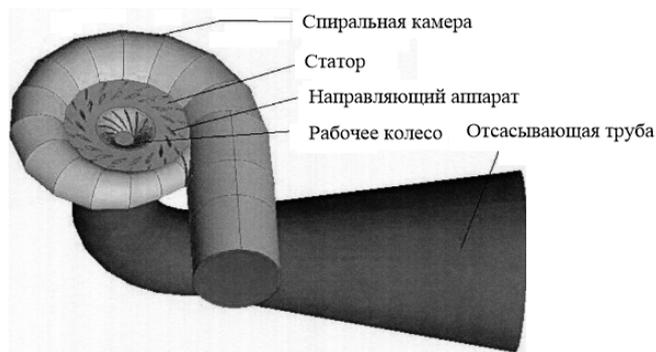


Рис. 1 – Сборка геометрической модели ГТ

В результате расчета были определены распределение скоростей и давлений в различных элементах турбины, при различных открытиях НА. Эти графики (на рисунках приведены графики для оптимального режима) дают представление об изменении давлений и скоростей в пределах рассматриваемой области течения. Картина течения потока в СК представлена на рис. 2.

Из рис. 3 видно, что давление больше у наружных стен СК и уменьшается по направлению к выходу из спирали. Повышение давления наблюдается также в конце спирали.

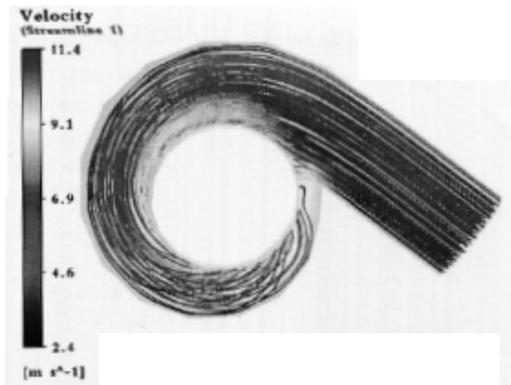


Рис. 2 – Распределение скорости в СК

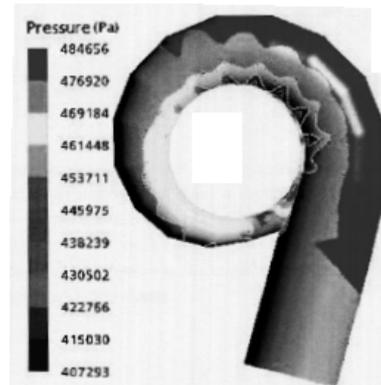


Рис. 3 – Распределение давления в СК

Давление непрерывно убывает вдоль меридионального направления от входа в статор к выходу из РК, как видно из рис. 4. Давление становится отрицательным на выходе из РК из-за влияния отсасывающей трубы.

Расположение линий тока в отсасывающей трубе (рис. 5) показывает, что скорость снижается от входа к выходу из отсасывающей трубы, за счет чего происходит преобразование кинетической энергии в энергию давления. Существует постепенное падение давления от входа к выходу по всасывающей и напорной стороне лопастей РК.

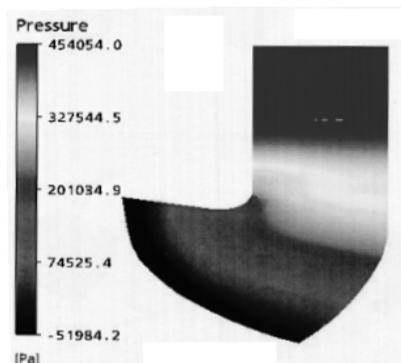


Рис. 4 – Распределение давления в меридиональной плоскости РК

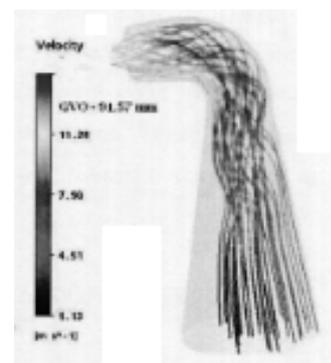


Рис. 5 – Линии тока в отсасывающей трубе

### Выводы

1) Экспериментальный подход для оценки эффективности работы ГТ является дорогостоящим, а также занимает много времени. С другой стороны, CFD подход является быстрым и экономически эффективным.

2) Потери в различных элементах ПЧ зависят от открытия НА. Потери в СК и статоре увеличиваются, в то время потери в НА и отсасывающей трубе уменьшаются с

открытием НА. Потери в РК, а также полные потери минимальны на оптимальном режиме работы. Гидравлический КПД турбины в значительной мере зависит от потерь в РК и отсасывающей трубе.

3) Распределение давления, скорости и углы потока от ступицы к ободу незначительно зависят от открытия НА. Абсолютная, окружная и меридиональная скорости практически постоянны при уменьшении углов потока от ступицы к ободу. Относительная скорость увеличивается от ступицы к ободу и на входе и выходе на всех открытиях НА. Давление остается почти постоянным от ступицы к ободу и зависит от открытия НА. Нагрузка на лопасть является более равномерной на расчетном режиме работы.

**Список литературы:** 1. *Аршеневский, Н. Н.* Гидроэлектрические станции [Текст] / Н. Н. Аршеневский. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 464 с. 2. *Chung, T. J.* Computational fluid dynamics [Text] / T. J. Chung. – Cambridge university press, 2002. – 1012 p. – 349 b/w illus., 28 tabl., 32 ex. – ISBN 0-521-59416-2. 3. *Wilcox, David C.* Turbulence Modeling for CFD [Text] / David C. Wilcox. – DCW Industries, Inc., 1993. – 460 p. 4. *Ruprecht, A.* Unsteady Flow Simulation in Hydraulic Machinery [Text] / A. Ruprecht // Task Quarterly. – 2002. – Vol. 6. – № 1. – P. 187–208. 5. *Барлит, В. В.* Гидравлические турбины [Текст] / В. В. Барлит. – Киев : Вища школа, 1977. – 360 с. 6. Модельные приемо-сдаточные испытания гидравлических турбин, насосов гидроаккумулирующих станций и насос-турбин [Текст] : МЭК 60193. – 1999. – 567 с. 7. *Раабе, И.* Гидравлические машины и установки [Текст] / И. Рабе. – М. : Энергия, 1974. – 312 с. 8. *Поспелов, А. Ю.* Расчет течения и прогнозирование гидравлических качеств гидротурбин [Текст] / А. Ю. Поспелов, А. А. Жарковский // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – Наука и образование. – 2011. – № 3. – С. 227–231. 9. *Borges, J. E.* A Three-Dimensional Inverse Method for Turbomachinery [Text] : Part I – Theory / J. E. Borges ; [пер. с англ. «Мир»]. – М. : Всесоюзная книжная палата, 1990. – № 12. – С. 39–48. 10. *Макаров, В. В.* Объемные и дисковые потери в радиально-осевых гидротурбинах [Текст] / В. В. Макаров, И. М. Пылев, В. М. Пьянов // Энергомашиностроение. – 1982. – №1. – С.11–14. 11. *Русанов, А. В.* Математическое моделирование и исследование физических процессов в проточных частях гидротурбин [Текст] / А. В. Русанов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – № 7 (64). – т. 4. – С. 42–48. 12. *Черный, С. Г.* Численное моделирование течений в турбомашинах [Текст] : моногр. / С. Г. Черный [и др.] ; отв. ред. Ю. И. Шокин. – Новосибирск : Наука, 2006. – 201 с. : ил. – Библиогр.: с. 197–201. – 300 экз. – ISBN 5-02-032558-9. 13. *Versteeg, H.* An Introduction to Computational Fluid Dynamics [Text] : The Finite Volume Method (2nd Edition) / H. Versteeg, W. Malalasekera. – Pearson Education Limited, 1995. – 257 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Arshenevskij, N. N. *Gidroelektricheskie stancii*. Moscow: Jenergoatomizdat, 1987. Print. 2. Chung, T. J. *Computational fluid dynamics*. Cambridge university press, 2002. ISBN 0-521-59416-2. Print. 3. Wilcox, David C. *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries, Inc., 1993. Print. 4. Ruprecht, A. "Unsteady Flow Simulation in Hydraulic Machinery." *Task Quarterly* 6.1. (2002): 187–208. Print. 5. Barlit, V. V. *Gidravlicheskie turbiny*. Kiev: Vishha shkola, 1977. Print. 6. *Model'nye priemodatochnye ispytaniya gidravlicheskih turbin, nasosov gidroakkumulirujushhih stancij i nasos-turbin*. MJeK 60193. 1999. Print. 7. Raabe, I. *Gidravlicheskie mashiny i ustanovki*. Moscow: Jenergija, 1974. Print. 8. Pospelov, A. Ju., and A. A. Zharkovskij. "Raschet techenija i prognozirovanie gidravlicheskih kachestv gidroturbin." *Nauchno-tehnicheskie vedomosti SPbGPU*. No. 3. Nauka i obrazovanie, 2011. 227–231. Print. 9. Borges, J. E. "A Three-Dimensional Inverse Method for Turbomachinery: Part I – Theory." No. 12. Moscow: Vsesojuznaja knizhnaja palata, 1990. 39–48. Print. 10. Makarov, V. V., I. M. Pylev and V. M. P'janov. "Ob'emnye i diskovye poteri v radial'no-osevyh gidroturbinah." *Jenergomashinostroenie* 1 (1982): 11–14. Print. 11. Rusanov, A. V. "Matematicheskoe modelirovanie i issledovanie fizicheskikh processov v protochnyh chastjah gidroturbin." *Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij* 7 (64) (2013): 42–48. Print. 12. Chernyj, S. G. *Chislennoe modelirovanie techenij v turbomashinah*. Ed. Ju. I. Shokin. Novosibirsk: Nauka, 2006. ISBN 5-02-032558-9. Print. 13. Versteeg, H., and W. Malalasekera. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. 2nd ed. Pearson Education Limited, 1995. Print.

*Поступила (received) 14.01.2015*